

[0020]

[Embodiment]

Below, embodiments of the present invention of a swing drive reduction system will be described with reference to Figs. 1 to 4.

[0021]

First, a first embodiment of the present invention will be described with reference to Figs. 1 and 2. Figs. 1 is a partial cross-sectional top view of main parts of the swing drive reduction system according to a first embodiment of the present invention, while Fig. 2 is a partial cross-sectional rear view of the main parts of the swing drive reduction system. It is to be noted that elements in Figs. 1 and 2 that correspond to ones shown in Fig. 5 are denoted by the same reference numerals, and descriptions thereof are omitted.

[0022]

In Figs. 1 and 2, a transfer 30 is coupled to a first motor 31 and is disposed at a rear portion of a cross member 12 that connect between left and right truck frames 10L and 10R. The transfer 30 contains first sun gears 32a and 42a, second sun gears 32b and 42b, carriers 33 and 34, first planet pinions 33a and 43a, second planet pinions 33b and 43b, and ring gears 34 and 44 that constitute two double-pinion planetary gear trains. The second sun gears 32b and 42b, the carriers 33 and 43, and the ring gears 34 and 44 are provided with clutches 35a, 45a, 35b, 45b, 35c, and 45c that are adapted to control rotation of the respective gears.

[0023]

The first sun gears 32a and 42a are connected via an input shaft 31a to the first motor 31. The carrier 33 is coupled to a first output shaft 33c, which is connected, via bevel gears 36a and 36b, a shaft 37, bevel gears 38a and 38b, and a pinion gear 39, to an internal gear 2c of an inner race 2b of a swing circle 2. The inner race 2b of the swing circle 2 is mounted on an upper rotating body 3, while an outer race 2a is mounted on a cross member 12. Further, the carrier 43 is coupled to a second output shaft 43c, which are connected, via transfer gears 43d, 46, and 47, to left and right drive shafts 47a and 47b.

[0024]

A transfer gear box 50 that is connected to a second motor 51 is disposed at a rear portion of the transfer 30. An output shaft of the second motor 51 is connected, via transfer gears 52 and 53, to a left

output shaft 53a, and also connected, via the transfer gears 52 and 53 and a gear 54, to a right output shaft 54a, which rotates in an opposite direction to that of the transfer gear 53.

[0025]

Left and right drive reduction systems 60L and 60R are each connected to a first input shaft 61 and a second input shaft 65, and contain a sun gear 62, a carrier 63, a planet pinion 63a, and a ring gear 64 that constitute a planetary gear train. The sun gears 62 are connected to the respective first input shafts 61, which are connected via universal joints 48 and a shaft 49 to the left and right drive shafts 47a and 47b of the transfer 30. The carriers 63 are connected via gears 63b and 66 to the left and right second input shafts 65, which are respectively connected, via joints 48 and a shaft 55, to the left and right output shafts 53a and 54a of the transfer gear box 50. The ring gears 64 are attached to rotating cases 60b of the left and right drive reduction systems 60L and 60R. Sprockets 17 are fixed to each of the rotating cases 60b with bolts 17a.

[0026]

The left and right drive reduction systems 60L and 60R have cases 60a that are fixed to left and right truck frames 10L and 10R with bolts 10a. Crawler tracks 19 are wrapped around the sprockets 17 via links 18.

[0027]

Although Fig. 2 shows the second input shaft 65 above the first input shaft 61, Fig. 1 shows the second input 65 behind the first input shaft 61 for the purpose of describing the gear trains.

[0028]

Next, operation of the above-described structure will be described. In order to perform a pivot turn, the first input shafts 61 of the left and right drive reduction systems 60L and 60R in Fig. 1 are stopped from rotating, and the second motor 51 is operated to rotate the second input shafts 65 of the left and right drive reduction systems 60L and 60R in opposing directions. When the second input shaft 65 of the right drive reduction system 60R is rotated in a direction so as to move a vehicle forward, the vehicle performs a left pivot turn. On the other hand, when rotation of the second motor 51 is reversed with the first input shafts 61 at rest, the vehicle performs a right pivot turn. When the left and right first input shafts 61 are rotated in this process, the vehicle can be steered to the left or right, while moving forward or backward.

[0029]

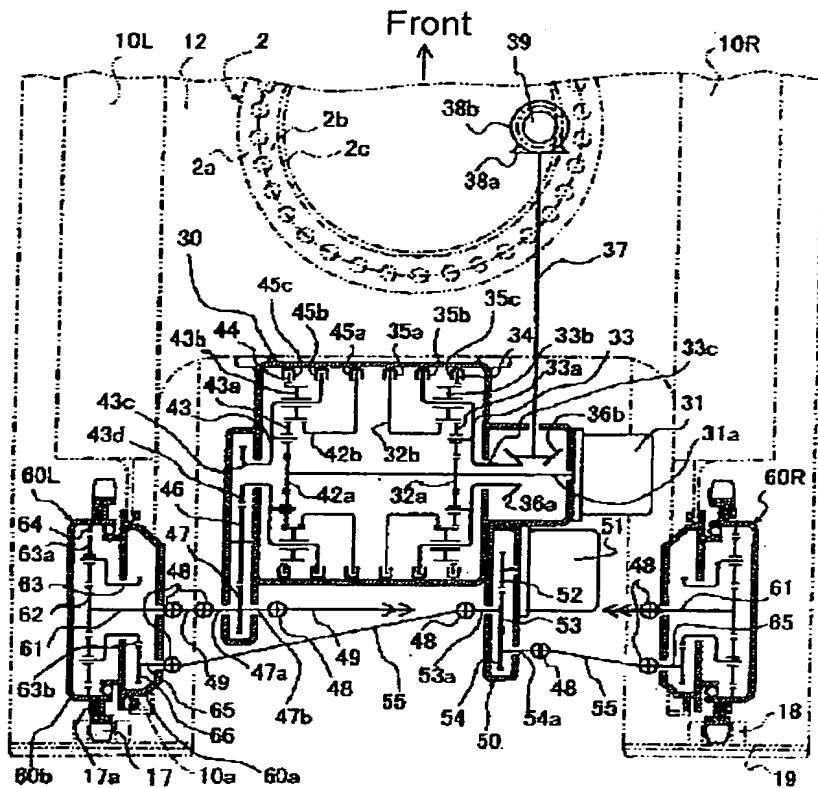
Next, operation and effects of the transfer 30 will be described

with reference to Fig. 3. Fig. 3 is a table showing combinations of engagement of six clutches 35a, 35b, 35c, 45a, 45b, and 45c of the transfer 30 of Fig. 1. As shown in Fig. 3, swinging, running, and steering operations can be performed individually or simultaneously by selectively engaging the clutches 35a, 35b, 35c, 45a, 45b, and 45c. For instance, when the clutch 35b is turned on (engaged), the carrier 33 is locked to stop the first output shaft 33c from rotating. In this way, a swinging operation is not performed. On the other hand, when the clutch 45b is turned on, the carrier 43 is locked to stop the second output shaft 43c from rotating (which means that the first input shafts 61 of the left and right drive reduction systems 60L and 60R are stopped from rotating). In this way, the vehicle does not run (forward or backward), but performs a pivot turn by turning the second motor 51 on. Further, the vehicle can be moved forward or backward by switching the clutches 45a and 45c on/off or by changing the rotational direction of the first motor 31, while a swing direction can be changed to the left or right by switching the clutches 35a and 35c on/off or by switching the rotational direction of the first motor 31. These switching operations can be controlled by a control system (not shown), based on a predetermined control algorithm.

[0030]

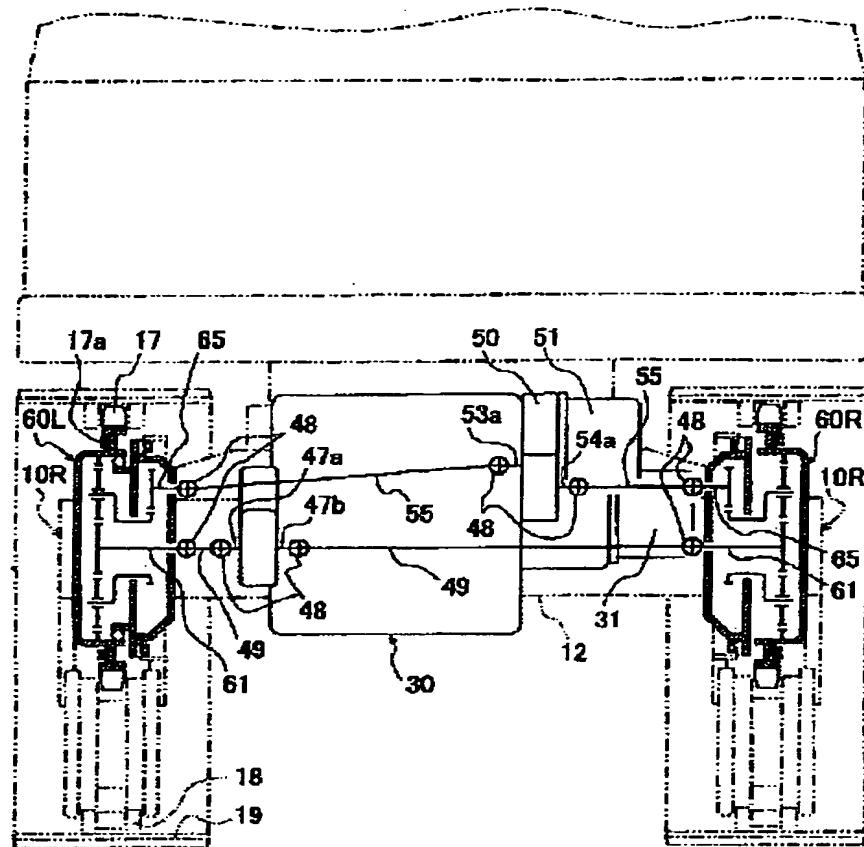
As a result, swinging, running, and steering operations can be performed by only two hydraulic motors, that is, the first and second motors 31 and 51, which operate at a relatively high use rate, that is, under heavy load with reduced rest time. Therefore, the rotation drive reduction system of the present invention can be produced at a substantially low cost.

[Fig. 1] partial cross-sectional top view of main parts of the swing drive reduction system



2: swing circle
 2c: driven gear
 17: sprocket
 18: link
 19: crawler track
 30: transfer
 31: first motor
 31a: input shaft
 32a: first sun gear
 32b: second sun gear
 33: carrier
 33a: first planet pinion gear
 33b: second planet pinion gear
 33c: first output gear
 34: ring gear
 34a, 35b, 35c: clutch
 37: swing drive shaft
 39: pinion gear
 42a: first sun gear
 42b: second sun gear
 43: carrier
 43a: first planet pinion gear
 43b: second planet pinion gear
 43c: second output shaft
 44: ring gear
 45a, 45b, 45c: clutch
 47a, 47b: drive shaft
 50: transfer gear box
 51: second motor
 52, 53, 54: gear
 53a, 54a: output shaft
 60L, 60R: drive reduction system
 61: first input gear
 62: sun gear
 63: carrier
 64: ring gear
 65: second input shaft

[Fig. 2] Partial cross-sectional rear view of main parts of the swing drive reduction system



17: sprocket

18: link

19: crawler track

30: transfer

31: first motor

47a, 47b: drive shaft

48: universal joint

50: transfer gear box

51: second motor

53a, 54a: output shaft

60L, 60R: drive reduction system

61: first input shaft

65: second input shaft

【特許請求の範囲】

【請求項1】 無限軌道式の下部走行体(1)の上部にスイングサークル(2)を介して上部旋回体(3)を旋回自在に搭載した装軌式車両の旋回走行減速装置において、下部走行体(1)に配設され、旋回及び走行を駆動可能とする第1モータ(31)と、複数の歯車列及びクラッチを有し、第1モータ(31)からの出力動力を該複数の歯車列及びクラッチを介して、スイングサークル(2)の従動ギア(2c)に噛合うピニオンギア(39)を駆動するスイング駆動軸(37)、及び下部走行体(1)の左右のスプロケット(17)と共に駆動する走行駆動軸(47a)(47b)にそれぞれ単独に又は同時に伝達可能とした動力分配装置(30)とを備えたことを特徴とする旋回走行減速装置。

【請求項2】 請求項1記載の旋回走行減速装置において、前記動力分配装置(30)は、前記第1モータ(31)の出力軸に連結した入力軸(31a)と、該入力軸(31a)からの動力を受けて減速し、第1出力軸(33c)から出力して前記スイング駆動軸(37)に伝達するスイング用ダブルピニオン式遊星歯車列と、前記入力軸(31a)からの動力を受けて減速し、第2出力軸(43c)から出力して左右の前記走行駆動軸(47a)(47b)にそれぞれ伝達する走行用ダブルピニオン式遊星歯車列とを備え、前記スイング用ダブルピニオン式遊星歯車列は、同遊星歯車列の第1サンギア(32a)又はリングギア(34)を前記入力軸(31a)に連結し、第1、第2のプラネットピニオンギア(33a, 33b)に連結されたキャリア(33)の一端部を前記第1出力軸(33c)に連結し、前記入力軸(31a)に連結されてない第1サンギア(32a)又はリングギア(34)、第2サンギア(32b)、キャリア(33)の他端部を各クラッチ(35c, 35a, 35b)にそれぞれ連結し、前記走行用ダブルピニオン式遊星歯車列は、同遊星歯車列の第1サンギア(42a)又はリングギア(44)を前記入力軸(31a)に連結し、第1、第2のプラネットピニオンギア(43a, 43b)に連結されたキャリア(43)の一端部を前記第2出力軸(43c)に連結し、前記入力軸(31a)に連結されてない第1サンギア(42a)又はリングギア(44)、第2サンギア(42b)、キャリア(43)の他端部を各クラッチ(45c, 45a, 45b)にそれぞれ連結したことを特徴とする旋回走行減速装置。

【請求項3】 請求項1又は2記載の旋回走行減速装置において、前記走行駆動軸(47a)(47b)に連結され、左右のスプロケット(17)をそれぞれ駆動する左右の走行減速機(60L, 60R)を設け、該左右の走行減速機(60L, 60R)の間に、第2モータ(51)を取着したトランスファギアボックス(50)を配設し、前記トランスファギアボックス(50)は、第2モータ(51)の出力をギア(52, 53, 54)を介して左右に分岐し、かつ片方の回転方向を反転させてそれぞれ左出力軸(53a)及び右出力軸(54a)に出力し、前記左右の走行減速機(60L, 60R)は、それぞれ第1入力軸(61)、第2入力軸(65)及び遊星歯車列(62, 63, 63a, 64)を有し、同遊星歯車列のサンギア(62)、キャリア(63)及びリングギ

ア(64)の3要素の何れか2要素を前記第1入力軸(61)と第2入力軸(65)でそれぞれ駆動し、他の1要素でスプロケット(17)を駆動するとと共に、左右の第1入力軸(61)をそれぞれ前記動力分配装置(30)の左走行駆動軸(47a)及び右走行駆動軸(47b)に、左右の第2入力軸(65)をそれぞれ前記トランスファギアボックス(50)の左出力軸(53a)及び右出力軸(54a)にそれぞれ連結したことを特徴とする旋回走行減速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、上部旋回体を有する装軌式車両の上部旋回体を駆動する旋回減速装置と走行装置のスプロケットを駆動する走行減速装置との構造(以後、旋回走行減速装置と言う)に関する。

【0002】

【従来の技術】 油圧ショベル、クローラダンプ及びクローラクレーン等で代表されるような、無限軌道式の下部走行体の上部にスイングサークルを介して上部旋回体を旋回自在に搭載した装軌式車両においては一般的に、上部旋回体の略中央下部に、スイングサークルの内歯歯車と噛合って自転と公転を行うピニオンギアを有する旋回減速装置を配設し、また下部走行体の左右にそれぞれ設けたトラックフレームの後部には、履帶駆動用のスプロケットを有する走行減速装置をそれぞれ配設している。

【0003】 更に、上記旋回減速装置と左右の走行減速装置のそれぞれに専用の油圧モータを取着し、上部旋回体上に搭載されたエンジンに取着した油圧ポンプによって、これらの3個の油圧モータを単独に又は同時に駆動して、上部旋回体の旋回(以下、スイングと言う)と下部走行体の走行及び操向(以下、ステアリングと言う)とを単独に又は同時にを行うようになっている。

【0004】 図5によりクローラダンプを例にして、従来技術を適用した旋回減速装置と走行減速装置の構成を説明する。図5はクローラダンプの側面図である。

【0005】 図5において、下部走行体1の略中央上部にはスイングサークル2を介して上部旋回体3が旋回自在に搭載され、上部旋回体3の中央部から後部に亘ってベッセル4が後方に向けて傾動自在に取付けられている。また、上部旋回体3の前部左側には運転室5が、同運転室5の右側(図中奥側)にはマシンキャブ6がそれぞれ搭載され、該マシンキャブ6の内部にはエンジン7が配設されており、エンジン7には油圧ポンプ20が取着されている。

【0006】 さらに、上部旋回体3の略中央下部には、スイングサークル2の内歯歯車(図示せず)と、該内歯歯車に噛合って自転及び公転を行うピニオンギア80aとを有する旋回減速装置80が取着され、前記ピニオンギア80aはスイング用の油圧モータ81の出力軸に取着されている。また、下部走行体1の左右のトラックフレーム10L, 10Rの後端部には走行減速装置90

L, 90R がそれぞれ取着され、同走行減速装置 90L, 90R にはそれぞれスプロケット 17, 17 が取着されており、トラックフレーム 10L, 10R の前端部にはアイドラがそれぞれ回転自在に取着されている。そして、左右のスプロケット 17, 17 とアイドラにはそれぞれ履帯 19 がリンク 18 を介して巻装されている。前記左右の走行減速装置 90L, 90R には、走行用の油圧モータ 91L, 91R がそれぞれ取着されている。

【0007】更に、スイング用の油圧モータ 81 は切換弁 8 を介して、走行用の油圧モータ 91L, 91R はスイングサークル 2 の内側に配設されたスイベルジョイント 9、切換弁 8 を介して、それぞれ油圧ポンプ 20 に所定の配管で接続されている。

【0008】上記図 5 の構成において、旋回減速装置 80 と走行減速装置 90L, 90R はそれぞれ単独で配設されると共に、そのそれに専用の油圧モータ 81, 91L, 91R が取着されているから、構成が単純明快で、且つ切換弁 8 で油圧モータ 81, 91L, 91R を単独に又は同時に操作することによって、スイング、走行、ステアリングの各駆動を単独に又は同時に自在に行うことができる。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記の従来技術を適用した旋回減速装置と走行減速装置においては、そのそれに専用の油圧モータ 81, 91L, 91R を取着する結果、次に示すような問題点があり、これらの解決が課題として残っている。

【0010】(1) 例えばクローラダンプの作業においては、積込地点でベッセル 4 に土砂を積み込んだ後に、油圧モータ 91L, 91R で往路走行を行い、荷降ろし地点で、地面を荒らす U ターンを行わず、油圧モータ 81 で上部旋回体 3 を 180 度スイングし、油圧モータ 91L, 91R の逆回転で復路走行を行って積込地点に戻るという作業を繰り返す。従って、作業能率を上げる為には油圧モータ 81, 91L, 91R は何れもエンジン 7 の最大出力を伝達できる大きさを必要とする。ところが、3 個の油圧モータ 81, 91L, 91R は同時に最大出力で駆動できないので、常に何れかの油圧モータが遊んでいる(最大出力以下で駆動する)ことになる。

【0011】(2) 例えば油圧ショベルにおいては、定位での掘削又は積込作業が主たる作業であるから、作業能率を上げる為にスイング用の油圧モータ(図 5 の油圧モータ 81 相当)はエンジンのフルパワーを伝達できる大きさを必要とし、その使用頻度も高い。他方、走行用の油圧モータ(図 5 の油圧モータ 91L, 91R)は、作業位置を移動する時のみにしか使用されないにも拘わらず、傾斜地でも移動できて移動時間も短くする為にエンジンのフルパワーを伝達できる大きさの最大出力を有しており、従って使用頻度の低い割には大型の油圧モータが使用されている。なお、掘削～移動～掘削の作

業動作切換時のタイムロスを無くする為に同時動作も必要である。

【0012】(3) 以上の結果、スイング、走行、ステアリングは何れも作業能率に係る作業動作であるから、各作業動作を行う為の 3 個の油圧モータ 81, 91L, 91R はそれぞれエンジンのフルパワーを伝達できる最大出力を有しているが、常に何れかの油圧モータが遊んでいることになり、これが製造コストアップの大きな要因となっている。

【0013】本発明は、上記の問題点に着目してなされたものであり、上部旋回体を旋回自在に搭載した装軌式車両において、第 1 モータと第 2 モータの合計 2 個の油圧モータで、スイング、走行及びステアリングの 3 つの作業動作を行うことができ、これにより油圧モータの使用率を高めて低コストを実現できる旋回走行減速装置を提供することを目的としている。

【0014】

【課題を解決するための手段、作用及び効果】上記の目的を達成するために、第 1 発明は、無限軌道式の下部走行体の上部にスイングサークルを介して上部旋回体を旋回自在に搭載した装軌式車両の旋回走行減速装置において、下部走行体に配設され、旋回及び走行を駆動可能とする第 1 モータと、複数の歯車列及びクラッチを有し、第 1 モータからの出力動力を該複数の歯車列及びクラッチを介して、スイングサークルの従動ギアに噛合うピニオンギアを駆動するスイング駆動軸、及び下部走行体の左右のスプロケットを共に駆動する走行駆動軸にそれぞれ単独に又は同時に伝達可能とした動力分配装置とを備えた構成としている。

【0015】また、第 2 発明は、第 1 発明に基づき、前記動力分配装置は、前記第 1 モータの出力軸に連結した入力軸と、該入力軸からの動力を受けて減速し、第 1 出力軸から出力して前記スイング駆動軸に伝達するスイング用ダブルピニオン式遊星歯車列と、前記入力軸からの動力を受けて減速し、第 2 出力軸から出力して左右の前記走行駆動軸にそれぞれ伝達する走行用ダブルピニオン式遊星歯車列とを備え、前記スイング用ダブルピニオン式遊星歯車列は、同遊星歯車列の第 1 サンギア又はリングギアを前記入力軸に連結し、第 1、第 2 のプラネットピニオンギアに連結されたキャリアの一端部を前記第 1 出力軸に連結し、前記入力軸に連結されてない第 1 サンギア又はリングギア、第 2 サンギア、キャリアの他端部を各クラッチにそれぞれ連結し、前記走行用ダブルピニオン式遊星歯車列は、同遊星歯車列の第 1 サンギア又はリングギアを前記入力軸に連結し、第 1、第 2 のプラネットピニオンギアに連結されたキャリアの一端部を前記第 2 出力軸に連結し、前記入力軸に連結されてない第 1 サンギア又はリングギア、第 2 サンギア、キャリアの他端部を各クラッチにそれぞれ連結した構成としている。

【0016】第 1 又は第 2 発明によると、動力分配装置

内の複数のクラッチを選択的に係合することによって、スイングサークルを介した上部旋回体の旋回駆動と左右のスプロケットを介した走行駆動とを単独に又は同時にを行うことができる。従って、第1モータのみでスイングと走行の各作業動作を互いに独立に又は同時にを行うことができるので、モータ個数を減らして構造を簡単化することが可能となり、コストも低減できると共に、モータを遊び（停止）時間が少なく効率的に使用できる。

【0017】第3発明は、第1又は第2発明に基づき、前記走行駆動軸に連結され、左右のスプロケットをそれぞれ駆動する左右の走行減速機を設け、該左右の走行減速機の間に、第2モータを取着したトランスファギアボックスを配設し、前記トランスファギアボックスは、第2モータの出力をギアを介して左右に分岐し、かつ片方の回転方向を反転させてそれぞれ左出力軸及び右出力軸に出力し、前記左右の走行減速機は、それぞれ第1入力軸、第2入力軸及び遊星歯車列を有し、同遊星歯車列のサンギア、キャリア及びリングギアの3要素の何れか2要素を前記第1入力軸と第2入力軸でそれぞれ駆動し、他の1要素でスプロケットを駆動すると共に、左右の第1入力軸をそれぞれ前記動力分配装置の左走行駆動軸及び右走行駆動軸に、左右の第2入力軸をそれぞれ前記トランスファギアボックスの左出力軸及び右出力軸にそれぞれ連結した構成としている。

【0018】第3発明によると、左右の走行減速機内の遊星歯車列の3要素の内いずれか2要素に第1入力軸と第2入力軸をそれぞれ連結し、前記動力分配装置の左走行駆動軸及び右走行駆動軸によって左右の前記第1入力軸をそれぞれ駆動し、第2モータの出力をトランスファギアボックスを介して互いに反対方向の2つの出力として分岐した各動力により左右の前記第2入力軸をそれぞれ駆動することにより、一方のスプロケットの回転は増速され他方のスプロケットの回転は減速される。また、このとき、左右のスプロケットの増減方向及び回転数差は第2モータの回転方向及び回転数に応じて変化し、第2モータの回転を停止すると、左右のスプロケットは同じ回転速度となる。この結果、第1発明における効果に加えて、第1モータの制御で前後進切換及びその走行速度の制御ができ、第2モータの回転方向及び回転数の制御のみで左右のステアリング方向の切換及びその旋回半径の制御ができる。また、第2モータだけを回転させると超信地旋回を行うことができる。

【0019】以上の第1～第3発明によると、第1モータと第2モータの合計2個の油圧モータで、スイング、走行及びステアリングの3つの作業動作を行うことができ、これによって油圧モータの使用率を高めて低コストを実現できる旋回走行減速装置が得られる。また、第1モータ、第2モータ、動力分配装置及びトランスファギアボックスは下部走行体に装着されるので、これらの回転による振動、固体伝播音、騒音等の、上部旋回体に設

けられた運転室内への侵入量が少なくなるので、運転室の居住性も向上できる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下に、本発明に係る旋回走行減速装置の実施形態について、図1～図4を参照して詳述する。

【0021】先ず図1～図2により、第1実施形態について説明する。図1は本実施形態の旋回走行減速装置の要部部分断面上面図であり、図2はその要部部分断面後面図である。尚、図5と同一の構成要素には同一の符号を付して以下の説明を省略する。

【0022】図1～図2において先ず、左右のトラックフレーム10L, 10Rを連結するクロスメンバ12の後部に、第1モータ31を取着した動力分配装置30が配設され、同動力分配装置30の内部には2列のダブルピニオン式遊星歯車列を構成する第1サンギア32a, 42a、第2サンギア32b, 42b、キャリア33, 43、第1プラネットピニオン33a, 43a、第2プラネットピニオン33b, 43b、リングギア34, 44が配設され、第2サンギア32b, 42b、キャリア33, 43及びリングギア34, 44にはそれぞれのギアの回転と停止を選択自在としたクラッチ35a, 45a, 35b, 45b, 35c, 45cがそれぞれ配設されている。

【0023】また、第1サンギア32a, 42aは入力軸31aで第1モータ31に連結され、キャリア33には第1出力軸33cが取着され、ベベルギア36a, 36b、シャフト37、ベベルギア38a, 38b及びピニオンギア39を介してスイングサークル2のインナーレース2bの内歯歯車2cが連結されている。スイングサークル2のインナーレース2bは上部旋回体3に取付けられ、アウターレース2aはクロスメンバ12に取付けられている。さらに、キャリア43には第2出力軸43cが取着され、トランスファギア43d, 46, 47を介して左走行駆動軸47a及び右走行駆動軸47bに連結されている。

【0024】また前記動力分配装置30の後部に、第2モータ51を取着したトランスファギアボックス50が配設されており、前記第2モータ51の出力軸は、トランスファギア52, 53を介して左出力軸53aに、更にギア54を介してトランスファギア53と回転方向を反転して右出力軸54aにそれぞれ連結されている。

【0025】更に、左右の走行減速機60L, 60Rにはそれぞれに、第1入力軸61と第2入力軸65が配設されると共に、内部には遊星歯車列を構成するサンギア62、キャリア63、プラネットピニオン63a及びリングギア64がそれぞれ配設されている。各サンギア62は前記第1入力軸61にそれぞれ連結され、また該第1入力軸61はユニバーサルジョイント48とシャフト49で動力分配装置30の左走行駆動軸47a及び右走

行駆動軸47bにそれぞれ連結されている。また、各キャリア63はギア63b, 66で前記左右の第2入力軸65にそれぞれ連結され、左右の第2入力軸65はジョイント48とシャフト55を介してトランスファギアボックス50の前記左出力軸53a及び右出力軸54aにそれぞれ連結されている。各リングギア64は左右の走行減速機60L, 60Rの回転ケース60bにそれぞれ取着され、同回転ケース60bにはスプロケット17がボルト17aで取着されている。

【0026】また、左右の走行減速機60L, 60R全体はそれぞれケース60aで左右のトラックフレーム10L, 10Rにボルト10aで取着されており、スプロケット17にはリンク18を介して履帶19が巻装されている。

【0027】なお、図2に示すとおり、第2入力軸65は第1入力軸61の上方に配設しているが、図1においては、歯車列を説明する為に第1入力軸61の後方に図示している。

【0028】次に、上記構成による作用を説明する。図1において、左右の走行減速機60L, 60Rの第1入力軸61の回転を停止して、第2モータ51を回転させると左右の走行減速機60L, 60Rの第2入力軸65は左右で反対の回転をするから、右側走行減速機60Rの第2入力軸65を車両が前進する方向に回転させると左回りの超信地旋回を行う。また、第1入力軸61の回転停止の状態で第2モータ51の回転方向を反転させると右回りの超信地旋回を行う。更に、上記の状態で左右の第1入力軸61に回転を与えると、走行（前進又は後進）しながら左方向又は右方向へのステアリングが可能となる。

【0029】次に図3により、動力分配装置30に係る作用と効果を説明する。図3は、図1における動力分配装置30内の6個のクラッチ35a, 35b, 35c, 45a, 45b, 45cの係合の組合せを説明する図である。図3に示すように、6個のクラッチ35a, 35b, 35c, 45a, 45b, 45cを選択的に係合することによって、スイングと走行とステアリングとの各作業動作を単独で又は同時にを行うことができる。例えば、クラッチ35bをオン（係合）するとキャリア33がロックされ、第1出力軸33cの回転が停止するのでスイングは駆動されない。また、クラッチ45bをオンするとキャリア43がロックされ、第2出力軸43cの回転が停止する（即ち、左右の走行減速機60L, 60Rの第1入力軸61の回転が停止する）ので走行（前進及び後進）は駆動されないが、第2モータ51の回転により超信地旋回は可能となる。さらに、クラッチ45a, 45cのオン／オフ切換、又は第1モータ31の回転方向の切換によって、前後進の切換が可能であり、クラッチ35a, 35cのオン／オフ切換、又は第1モータ31の回転方向の切換によって、左右スイング方向の

切換が可能である。これらの切換は、図示しない制御装置により所定の制御アルゴリズムに基づき制御することができる。

【0030】以上の結果、第1モータ31と第2モータ51の合計2個の油圧モータで、スイング、走行及びステアリングの3つの作業動作を行うことができ、これによって各油圧モータの停止時間が少なくなり、かつ各油圧モータを常に高負荷で使用して使用率を高めることになるので、本旋回走行減速装置を実質的に低コストで構成できる。

【0031】更に、図1～図2における上記構成によると、振動と騒音を伴う第1モータ31、第2モータ51、動力分配装置30及びトランスファギアボックス50を全て下部走行体1のクロスメンバ12に取付けているから、振動も固体伝播音も上部旋回体3に配設された運転室5に伝達される事が無くて、運転室5内での振動及び騒音を低減できる。

【0032】次に図4により、第2実施形態について説明する。図4は第2実施形態の旋回走行減速装置を説明する図である。なお、図1～図3及び図5と同一の構成要素には同一の符号を付して以下の説明を省略する。

【0033】図4において、第1モータ31、第2モータ51、動力分配装置30、トランスファギアボックス50及び左右の走行減速機60L, 60Rを一体化してパワーパッケージ70を構成している。

【0034】本実施形態の構成によると、第1実施形態における作用と効果に加えて、パワーパッケージ70によって、動力系統と他の構造物とが分離されるから、車両の構成が単純となって組立性が改善される。又、点検整備箇所がパワーパッケージ70に集約されるから、整備性が改善される。

【0035】なお、以上の実施形態では装軌式車両としてクローラダンプを例に説明したが、本発明はそれに限定されるものではなく、装軌式下部走行体の上部に上部旋回体を旋回自在に搭載した装軌式車両に広く適用できて、上記説明したものと同様の作用と効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態の旋回走行減速装置の要部部分断面図である。

【図2】第1実施形態の旋回走行減速装置の要部部分断面図である。

【図3】第1実施形態の動力分配装置内のクラッチの係合組合せの説明図である。

【図4】第2実施形態の旋回走行減速装置の説明図である。

【図5】クローラダンプの側面図である。

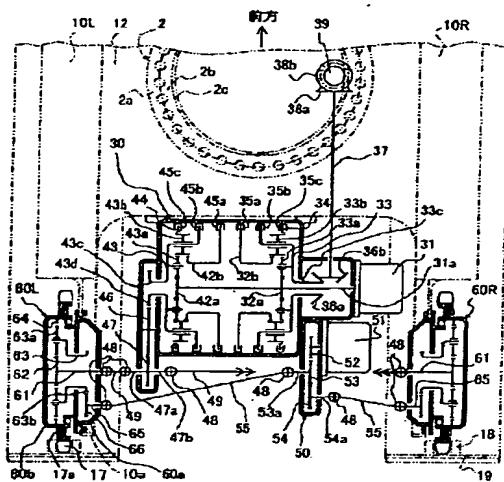
【符号の説明】

1…下部走行体、2…スイングサークル、3…上部旋回体、17…スプロケット、30…動力分配装置、31…第1モータ、31a…入力軸、32a…第1サンギア、

32b…第2サンギア、33…キャリア、33a, 33b…第1、第2のプラネットピニオンギア、33c…第1出力軸、34…リングギア、35a, 35b, 35c…クラッチ、37…スイング駆動軸、39…ピニオンギア、42a…第1サンギア、42b…第2サンギア、43…キャリア、43a, 43b…第1、第2のプラネットピニオンギア、43c…第2出力軸、44…リングギア

〔四一〕

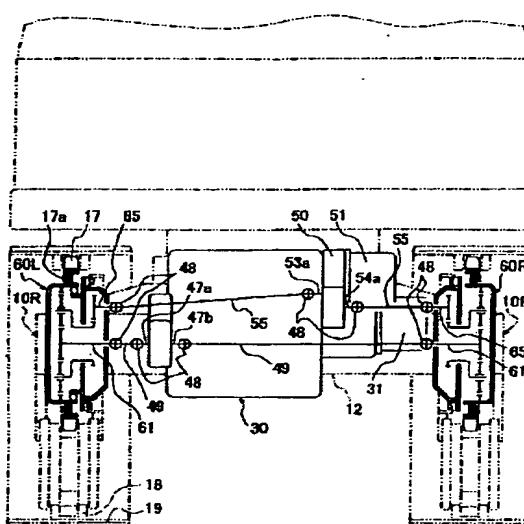
旋回走行減速装置の要部部分断面上面図



2: シングルサークル	43: キャリア
2c: 逆走ギア	43a: 第1のプラネットビニオンギア
17: スプロケット	43b: 第2のプラネットビニオンギア
18: リンク	43c: 第2出力軸
19: 駆動	44: リングギア
20: 駆動力分配装置	45a: 45b: 45c: クラッチ
31: 第1モーター	47a: 47b: 行走駆動歯
31a: 入力軸	50: トランクファミアボックス
32a: 第1サンギア	51: 第2モーター
32b: 第2サンギア	52: 53: 54: キア
33: キナリヤ	53a: 54a: 出力軸
33a: 第1のプラネットビニオンギア	60L: 60R: 行走駆動
33b: 第2プラネットビニオンギア	61: 第1入力軸
33c: 第1出力軸	62: サンギア
34: リングギア	63: キャリア
35: 35b: 35c: クラッチ	64: リングギア
37: シングル駆動軸	65: 第2入力軸
39: ビニオンギア	
42a: 第1サンギア	
42b: 第2サンギア	

〔図2〕

旋回走行減速装置の要部部分断面後面図



17:スプロケット	50:トランクスファギアボックス
18:リンク	51:第2モータ
19:履帯	53a, 54a:出力軸
30:動力分配装置	60L, 60R:走行駆達機
31:第1モータ	61:第1入力軸
47a, 47b:走行駆動軸	65:第2入力軸
48:ユニバーサルジョイント	

【図3】

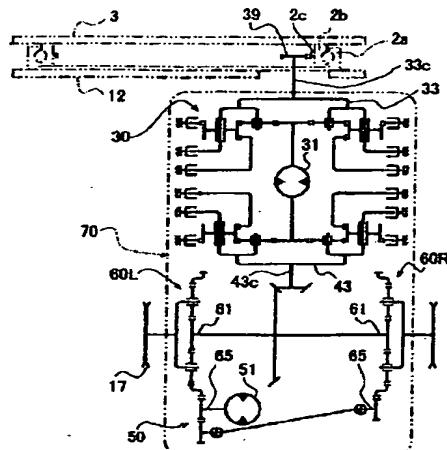
クラッチの組合せ

		クラッチ組合せ								モータ駆動	
		O:ON				X:OFF					
		クラッチ	クラッチ	クラッチ	クラッチ	クラッチ	クラッチ	モータ	モータ	手取	
		45c	45b	45a	35a	35b	35c	31	51		
前進中	直進	×	×	○	×	○	×	○	×	31	
前進中	直進(左ハンドル)	×	×	○	×	○	×	○	○	31-51	
前進中	直進(右ハンドル)	×	×	○	×	○	×	○	○	31-51	
前進中	直進(左ハンドル)	×	×	○	×	○	×	○	○	31	
前進中	直進(右ハンドル)	×	×	○	×	○	×	○	○	31	
前進中	左スイング	×	○	×	○	×	○	×	○	51	
前進中	左スイング	×	×	○	○	×	○	○	(○)	スイング直進	
前進中	右スイング	×	×	○	○	×	○	○	(○)	→35b	
前進中	右スイング	×	×	○	○	×	○	○	(○)	→45b	
前進中	左スイング	×	×	○	○	×	○	○	(○)	スイング直進	
前進中	右スイング	○	×	○	○	×	○	○	(○)	→35b	走行直進
前進中	左スイング	○	×	○	○	×	○	○	(○)	→45b	走行直進
前進中	右スイング	×	○	○	○	×	○	○	(○)	→45b	
前進中	直進	○	×	○	○	×	○	○	(○)	スイング直進	
前進中	直進	○	×	○	○	×	○	○	(○)	→35b	
前進中	直進	○	×	○	○	×	○	○	(○)	→45b	
前進中	直進	○	×	○	○	×	○	○	(○)	→45b	

(○) : ステアリング操作を伴う場合

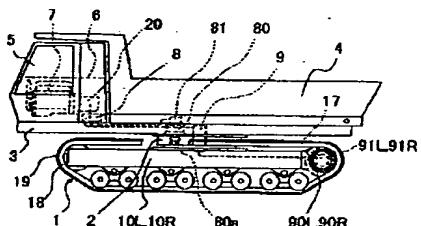
【図4】

第2実施形態の直回走行減速装置



【図5】

クローラーダンプの側面図



1: 下部走行体	17: スプロケット
2: スイングサークル	18: リンク
3: 上部回回体	19: 車帶
5: 運転室	20: 油圧ポンプ
6: マシンキャブ	80a: 回回減速装置
7: エンジン	80L: ピニオンギア
8: 切換弁	81: 油圧モータ (スイング用)
9: スイベルジョイント	90L, 90R: 走行減速装置
10L, 10R: トラックフレーム	91L, 91R: 油圧モータ (走行用)

2a: オタレース	33c: 第1出力軸
2b: インナレース	39: ピニオンギア
2c: 従動ギア	43: キャリア
3: 上部回回体	43c: 第2出力軸
12: クロスマンバ	50: トランスファギアボックス
17: スプロケット	51: 第2モータ
30: 駆動分配装置	60L, 60R: 走行減速機
31: 第1モータ	61: 第1入力軸
33: キャリア	65: 第2入力軸
	70: パワー・パッケージ